

УДК 621.891

Д. А. ВОЛЬЧЕНКО¹, Н. А. ВОЛЬЧЕНКО², М. В. КИНДРАЧУК³, А. В. ВОЗНЫЙ¹,
В. М. ЧУФУС¹

¹Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, Украина

²Кубанский государственный технологический университет, Россия

³Национальный авиационный университет, Украина

ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ВЫНУЖДЕННОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ФРИКЦИОННЫХ УЗЛОВ ЛЕНТОЧНО-КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ

Рассмотрены различные схемы омывания воздухом фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза и выполнена оценка их эффективности. Обоснована необходимость применения комбинированной продольно-поперечной сменны воздуха в составном тормозном шкиве, как наиболее эффективной.

Ключевые слова: ленточно-колодочный тормоз, фрикционный узел, тормозная лента, фрикционная накладка, составной тормозной шкив, схемы циркуляции воздуха: продольная и поперечная; продольно-поперечная; интенсивность теплообмена.

Введение. До настоящего времени не существует достаточно простого и надежного аналитического метода определения степени нагревания пар трения фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза как в процессе электротермомеханического трения, так и при вынужденном их охлаждении. Аналитическое определение нагревания осложняется тем обстоятельством, что фрикционные узлы тормоза не являются однородным телом, поскольку их элементы владеют различными теплоемкостями, теплопроводностью и конфигурацией, а следовательно, и теплорассеивающей способностью теплообменных поверхностей. Кроме того, при определении температур (поверхностных, объемных и вспышки) должны учитываться условия работы узлов трения тормоза. К последним следует отнести: частоту торможений, использование по грузоподъемности; величину кинетической энергии, переходящую в теплоту; подвод теплоты: импульсный или длительный; уменьшение работы трения и т.п., а эти условия различны для различных машин.

Состояние проблемы. Известно, что пары трения ленточно-колодочного тормоза при вынужденном охлаждении в процессе электротермомеханического трения и при их разомкнутом состоянии омываются продольными и поперечными потоками воздуха [1; 2]. Последние влияют на продольную циркуляцию воздуха в зазоре между парами трения, т.е. способны изменять направление и скорость движения потоков воздуха, что не интенсифицирует воздухообмен и, как следствие, не повышает эффективность вынужденного охлаждения пар трения ленточно-колодочного тормоза. Исходя из вышеизложенного, и предлагается продольно-поперечная схема вынужденного воздушного охлаждения обода тормозного шкива для снижения его энергонагруженности.

Постановка задачи. В данной публикации рассмотрены следующие вопросы применительно к решаемой проблеме:

– вынужденное омывание воздухом поверхностей деталей фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза: наружных; внутренних;

– энергетический баланс потоков воздуха, омывающих наружные поверхности деталей тормоза;

– теплонагруженность элементов фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок.

Цель работы – оценка интенсивности вынужденного воздушного охлаждения при раздельной продольной и поперечной его сменах при омывании пар трения ленточно-колодочного тормоза с учетом полированной и матовых поверхностей тормозного шкива, а также при продольно-поперечной циркуляции потоков воздуха в его кольцевых камерах.

Вынужденное омывание воздухом поверхностей деталей фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза: наружных. Эффективность вынужденного охлаждения деталей фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза в немалой степени зависит от схем омывания их воздухом.

При свободном вращении тормозного шкива тормоза поток воздуха попадает в зазоры между рабочими и нерабочими поверхностями фрикционных накладок на дуге неполного перекрытия тормозной лентой с накладками обода шкива. Вследствие того, что рабочая поверхность обода является нагретой, воздух как бы прилипает к ней [2] и вращается до тех пор, пока не нагреется, в результате чего его плотность уменьшается по сравнению с плотностью воздуха, поступающего в выше указанные зазоры. При этом необходимо иметь ввиду, что коэффициент взаимного перекрытия пар трения при электротермомеханическом трении составляет 1,5л, а 0,5л обода шкива остается неперекрытой за его один оборот.

Обтекание воздухом вращающегося обода тормозного шкива по его периметру происходит в основном в результате образования вихрей в местах изменения зазоров, т. е. между рабочими поверхностями фрикционных пар, а также между нерабочими поверхностями накладок и распорными планками ленты. Так, зазор между рабочими поверхностями фрикционных пар изменяется следующим образом: наименьший – под сбегающей частью ленты; средний – под средней частью ленты; наибольший – под набегающей частью ленты.

При торможении в процессе теплообмена участвуют боковые поверхности фрикционных накладок и внутренняя поверхность ленты, находящаяся между фрикционными накладками (поперечное омывание воздухом), а также поверхность бандажа, которая не охвачена тормозной лентой (рис. 1, а). При разомкнутом тормозе происходит одновременное продольное омывание воздухом его трущихся поверхностей и поперечное — нерабочих поверхностей фрикционных накладок и внутренней поверхности ленты (рис. 1, б).

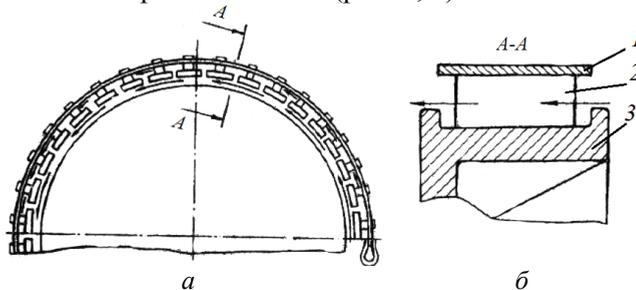


Рис. 1. Схема направлений смен воздуха в ленточно-колодочном тормозе буровой лебедки: а – продольная; б – поперечная; 1 – тормозная лента; 2 – фрикционная накладка; 3 – тормозной шкив

Внутренних. Одним из путей снижения энергонагруженности пар трения ленточно-колодочного тормоза является продувка обода шкива потоками воздуха, омывающего его среднюю часть. При этом реализуется продольно-поперечная схема омывания циркулирующим воздухом поверхностей теплообмена составного обода тормозного шкива.

На рис. 2 проиллюстрированы продольный (*а*) и поперечный (*б*) разрез ленточно-колодочного тормоза и его выделенный фрикционный узел с устройством вынужденного воздушного охлаждения (*в*), а также схема циркуляции воздушных потоков при смещенных отверстиях в перегородках обода.

Ленточно-колодочный тормоз с принудительным устройством воздушного охлаждения состоит из подъемного вала 1, барабана 2 с фланцем 3, который крепится с помощью болтового соединения 4 к выступу 5 тормозного шкива 6. Последний имеет реборды 7, рабочую 8 и нерабочую 9 поверхности. Рабочая поверхность 8 шкива 5 взаимодействует с поверхностями 11 полимерных накладок 10, прикрепленных с помощью усиков 12 к тормозной ленте 13, имеющей набегающую (*а*) и сбегающую (*б*) ветви. Набегающая ветвь (*а*) ленты 13 с помощью резьбовой стяжки 14 крепится к опоре 15, а ее сбегающая ветвь (*б*) – к рычагу 16 управления тормозом.

К левой реборде 7 по ее периметру подключены воздухозаборники 17, расположенные с постоянным шагом, которые соединены с отверстиями 18 в реборде 7. Отверстия 18 выполнены под углом в реборде 7 в виде сопел Лаваля. Последние связаны с первым цилиндрическим кольцевым объемом 19 расположенным в середине толщины обода шкива 6. Количество цилиндрических кольцевых объемов 19 в обode шкива 6 зависит от его ширины. Между цилиндрическими кольцевыми объемами 19 находятся кольцевые перегородки 20, в которых выполнены горизонтальные отверстия 21. Последние по периметру перегородок 20 смещены на величину их диаметра. Последний цилиндрический кольцевой объем 19 подключен к отверстиям 22, выполненным в виде конфузоров по периметру рабочей поверхности обода шкива 6 его заземленного края.

При вращении тормозного шкива 6 с большой скоростью в направлении стрелки (рис. 2, *а*) при спуске колонны бурильных труб в скважину (не показаны) до включения механического ленточно-колодочного тормоза воздухозаборники 17 способствуют образованию следующих воздушных потоков: на входе – сопла Лаваля – первый цилиндрический кольцевой объем 19 – горизонтальные отверстия 21 в кольцевой перегородке 20; на выходе – последний цилиндрический кольцевой объем 19 – перпендикулярные отверстия 21 (конфузоры) к рабочей поверхности 8 обода шкива 6. Интенсификация воздушного конвективного теплообмена происходит в остальных цилиндрических кольцевых объемах 19 за счет того, что горизонтальные отверстия 21 по периметру перегородок 20 смещены на величину их диаметра. Такое конструктивное решение способствует большому количеству скоростных воздушных потоков, которые ударяясь об поверхность очередной перегородки 19, завихряются и тем самым увеличивают воздухообмен, и как следствие, их охлаждают, а затем уже они попадают в очередные отверстия 21 перегородок 20, в которых происходит ускорение воздушных потоков.

Таким образом, осуществляется отвод теплоты от верхней части тормозного шкива 6 за счет циркуляции в нем множества воздушных потоков, омывающих кольцевые перегородки 20, являющихся тепловыми мостиками между верхней и нижней частью тормозного шкива 6, что способствует снижению в них глубинного

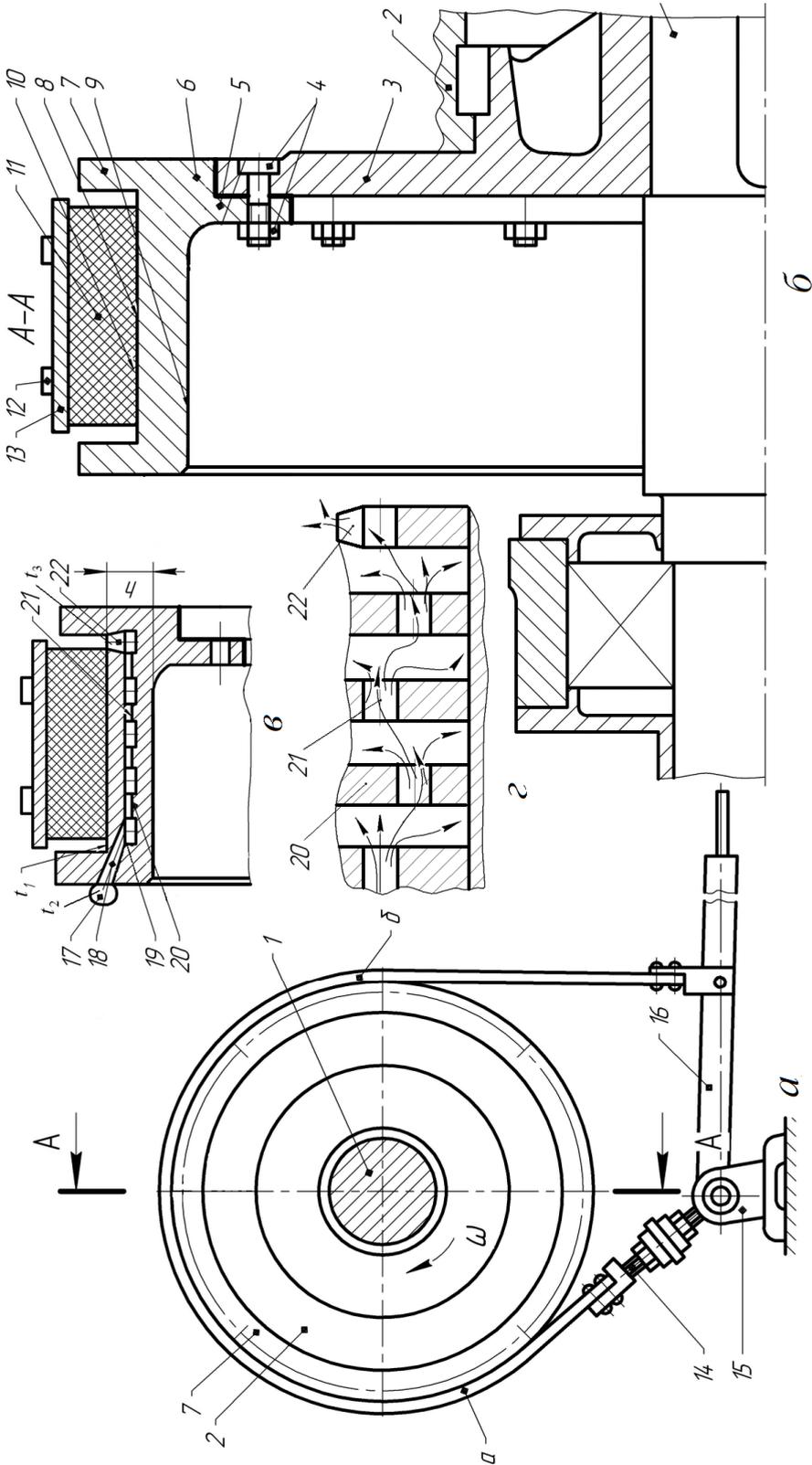


Рис. 2. Продольный (а) и поперечный (б) разрез ленточно-колодочного тормоза; фрикционный узел с устройством вынужденного воздушного охлаждения (в) и схема циркуляции воздушных потоков при смещенных отверстиях в перегородках обода шкива (г): 1 – подъемный вал; 2, 3 – барабан с фланцем; 4 – болтовое соединение; 6, 5, 7, 8, 9 – тормозной шкив с выступом и ребрами, рабочей и нерабочей поверхностями; 10, 11, 12 – полимерная накладка с рабочей поверхностью и с крепежными усиками; 13, 14 – тормозная лента с резиновой

температурного градиента. Кроме того, имеет место кондуктивный теплообмен между нижней частью обода тормозного шкива *b* и стенками камеры *17*.

Энергетический баланс потоков воздуха, омывающих наружные поверхности деталей тормоза. Вынужденное воздушное охлаждение фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза осуществляется за счет вентиляции путем изменения плотности слоев воздуха, омывающего нагретые их поверхности.

Движение потока воздуха, циркулирующего между элементами фрикционных узлов тормоза, сопровождается потерями механической энергии. Эти потери обусловлены силами трения, образованием вихрей в местах изменения зазора между беговой дорожкой бандажа и поверхностью фрикционных накладок и лентой, а также преодолением подъемных сил и неравномерность движения воздуха при неизотермическом течении. При этом необходимо учитывать площадь поверхности тормозного шкива, поскольку их теплообмен от матовых и полированных поверхностей различный.

Потери механической энергии потока воздуха вызваны молекулярной и турбулентной вязкостью, имеющей место при движении охлаждающего воздуха и являющейся результатом обмена количеством движения между молекулами (при турбулентном движении) соседних слоев воздуха, движущихся с различными скоростями.

Обычно потери механической энергии, отнесенные к объемному расходу воздуха, выражаются в виде перепада давления и называются гидравлическими сопротивлениями зазора фрикционной пары тормозного устройства.

Последние обусловлены местными потерями на входе ($\Delta H_{вх}$) в зазоры между ребордами бандажа и лентой; рабочей поверхностью бандажа и поверхностями фрикционных накладок и ленты; выходе из них ($\Delta H_{вых}$); сопротивлением трения ($\Delta H_{тр}$) о поверхности пар трения и ускорением потока воздуха ($\Delta H_{кин}$) вследствие его нагревания при обтекании поверхностей фрикционных пар тормозов.

Тепловая энергия, генерируемая на трущихся поверхностях тормоза, конвекцией и лучеиспусканием передается воздуху, омывающему их поверхности. В результате нагревания воздуха его плотность уменьшается по сравнению с плотностью воздуха вне фрикционных пар тормоза и появляется разность давлений, под действием которой нагретый воздух выходит из зазора между фрикционными парами, а на его место поступает воздух окружающей – среды. Таким образом, перепад давлений воздуха вызывает явление самотяги, определяемое из выражения

$$H_c = gD(\rho_{вх} - \bar{\rho}), \quad (1)$$

где g – ускорение свободного падения, (m/c^2); D – средний диаметр рассматриваемой поверхности, м; $\rho_{вх}$, $\bar{\rho}$ – средние плотности воздуха вне и в зазоре между фрикционными парами ленточно-колодочного тормоза, kg/m^3 .

При вращении тормозного шкива с постоянной скоростью перепада давлений, обусловленный самотягой, уравнивается гидродинамическими потерями в зазоре между фрикционными парами тормоза. Следовательно, равенство для оценки явления самотяги имеет вид

$$H_c = \sum_{i=1}^n \Delta H_i. \quad (2)$$

В свою очередь $\sum_{i=1}^n \Delta H_i$ выражается следующим образом:

$$\sum_{i=1}^n \Delta H_i = \Delta H_{\text{вх}} + \Delta H_{\text{вих}} + \Delta H_{\text{тр}} + \Delta H_{\text{кин}}, \quad (3)$$

где

$$\Delta H_{\text{вх}} = \xi_{\text{вх}} \frac{\rho_{\text{вх}} \cdot v_{\text{вх}}^2}{2}; \quad \Delta H_{\text{вих}} = \xi_{\text{вих}} \frac{\rho_{\text{вих}} \cdot v_{\text{вих}}^2}{2};$$

$$\Delta H_{\text{тр}} = \frac{\chi}{4} \frac{S_1 + S_2}{F} \frac{\bar{\rho} \bar{v}^2}{2}; \quad \Delta H_{\text{кин}} = 2 \frac{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}}{\bar{t}} \frac{\bar{\rho} \bar{v}^2}{2}; \quad (4) \quad (5)$$

$\xi_{\text{вх}}$, $\xi_{\text{вих}}$ – коэффициент сопротивления на входе и выходе из зазора между фрикционными парами тормоза; χ – коэффициент сопротивления трению единицы относительной высоты рассматриваемого элемента тормоза; $\rho_{\text{вих}}$ – средняя плотность воздуха на выходе из зазора фрикционной пары тормоза, кг/м³; $v_{\text{вх}}$, \bar{v} , $v_{\text{вих}}$ – средняя скорость воздуха на входе, внутри и на выходе из зазора фрикционной пары, м/с; S_1 , S_2 , F – площади нагретых элементов тормоза и поперечного сечения рассматриваемого зазора, м²; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вих}}$ – средняя температура воздуха, поступающего и выходящего из зазора между фрикционными парами; K ; \bar{t} – средняя абсолютная температура воздуха между фрикционными парами тормозного узла, К.

Кроме приведенных выше потерь энергии омывающего воздуха при вынужденном охлаждении фрикционных пар ленточного или колодочно-колодочного тормоза наблюдаются также потери энергии потока воздуха на вихреобразование. В связи с этим возникает необходимость в определении гидравлических потерь на вихреобразование между фрикционными парами тормоза.

Проведенные исследования показали, что энергия, затраченная на вихреобразование потока воздуха с радиусом $r_{\text{мин}}$, выражается следующей зависимостью [4]

$$E_2 = E(r_2)^2 = \frac{mV_2^2}{2r_{\text{мин}}^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] r_n^2, \quad (6)$$

где m – масса циркулирующего воздуха в зазоре между фрикционными парами, кг; p , p_1 – соответственно давление воздуха в вихре, отвечающее определенной и равной нулю скорости его движения, Па; k – показатель адиабаты; $r_{\text{мин}}$ – минимальный граничный условный радиус, в котором происходит соприкосновение слоев охлажденного вихря.

Аналогичный вид имеет данная зависимость и для другого потока воздуха с радиусом r_u .

Разность энергий потоков циркулирующего воздуха с различными радиусами вихрей $E_2 - E_1 = \Delta E$ является потерей энергии на вихреобразование. Таким образом, получаем

$$\Delta E = \frac{m\Delta V^2}{2r_{\text{мин}}^2} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] (r_n^2 - r_u^2) \quad (7)$$

Исходя из определения гидравлического сопротивления, записываем, что потери энергии на вихреобразование составляют

$$\Delta H_{\text{вихр}} = \Delta E_{\text{вихр}} / G_V, \quad (8)$$

где G_V – объем циркулирующего воздуха, м³.

После подстановки в зависимость (2) $\Delta E_{вихр}$ из выражения (1) получим для ленточно-колодочного тормоза

$$\frac{\Delta E_{вихр}}{G_V} = \frac{m\Delta V^2}{2r_{\min}^2 G_V} \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] (r_n - r_{iu})(r_n + r_{iu}), \quad (9)$$

где ΔV – изменение скорости вихрей в зазоре между фрикционными парами, м/с.

Из рис. 3 видно, что $r_n - r_{iu} = r_3$, т. е. зазору между рабочими поверхностями фрикционных пар ленточно-колодочного тормоза. Так как $r_n + r_{iu} = 2D_\sigma + 2\delta + \sigma_3$, где $r_{iu} = (D_\sigma/2) + \delta$, то $(r_n - r_{iu})(r_n + r_{iu}) = \sigma_3(2D_\sigma + 2\delta + \delta_3)$.

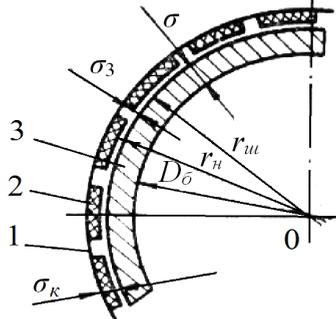


Рис. 3. Геометрические параметры пар трения ленточно-колодочного тормоза:

1 – тормозная лента; 2 – фрикционные накладки; 3 – бандаж

Суммарный зазор ($\sum \sigma_1$) между фрикционными парами ленточно-колодочного тормоза определяем по следующим зависимостям:

при разомкнутом тормозе $\sum \sigma_1 = \sigma_3 + \sum \sigma_\kappa$;

при торможении $\sum \sigma_1 = \sum \sigma_\kappa$,

где $\sum \sigma_\kappa$ – суммарный зазор, образованный поверхностями шкива, фрикционных накладок и внутренней поверхностью ленты. После преобразования получим

$$\Delta H_{вихр} = \Delta E_{вихр} / G_V = \bar{\rho} \sigma_3 (2D_\sigma + 2\delta + \sigma_3) \xi_{вихр}, \quad (10)$$

где $\xi_{вихр} = \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{\Delta V^2}{2r_{\min}^2}$ – потери энергии на вихреобразование потока движущегося воздуха, $1/c^2$.

В свою очередь r_{\min} находим из полученной зависимости

$$r_{\min} = \frac{\Gamma}{2\pi} \sqrt{n \frac{k-1}{2kRt}}, \quad (11)$$

где Γ – циркуляция скорости, характеризующая скорость перемещения точек слоев вихря по длине их окружности, m^2/c ; $n = 1, 2, 3, \dots$ – математическое ожидание попадания вихря на границу раздела его горячей и холодной частей; R – газовая постоянная циркулирующего воздуха, Дж/кг·К.

В связи с тем что $\Gamma = 2\pi r_{iu} v_{iu}$, (v_{iu} – линейная скорость беговой дорожки бандажа, м/с), зависимость (10) можно представить в следующем виде:

$$\xi_{вихр} = \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{k}{k-1} \frac{\bar{t} R \Delta V^2}{n r_o^2 v_o^2}. \quad (12)$$

Поскольку $v_{iu} = \pi n_o r_{iu} / 30$, то после окончательного преобразования зависимости (12) получим следующее выражение для определения потери энергии на вихреобразование:

$$\xi_{вихр} = \left[1 - \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \frac{k \Delta v^2}{k-1} \frac{900}{\pi n_o^2 r_{iu}^2}. \quad (13)$$

Таким образом, знание потери энергии на вихреобразование, а также ранее указанных коэффициентов позволяет определить расход воздуха, циркулирующего между фрикционными парами тормоза.

Применительно к зависимостям (4) и (5) вводим следующие обозначения:

$$\xi_{mp} = \frac{\chi}{4} \frac{S_1 + S_2}{F}; \quad \xi_{кин} = 2 \frac{t_{вых} - t_{ex}}{\bar{t}}. \quad (14)$$

Подставив (2), (10) и (14) в уравнение (3), после преобразований получим

$$gD(\rho_{ex} - \bar{\rho}) = \xi_{ex} \frac{\rho_{ex} \cdot v_{ex}^2}{2} + (\xi_{mp} + \xi_{кин}) \frac{\bar{\rho} \cdot \bar{v}^2}{2} + \xi_{вых} \frac{\rho_{вых} \cdot v_{вых}^2}{2} + \xi_{вихр} \bar{\rho} \sigma_3 (2D_o + 2\delta + \sigma_3). \quad (15)$$

На основании уравнения неразрывности потока движущегося воздуха записываем

$$\rho_{ex} \cdot v_{ex}^2 = \frac{G_p^2}{\rho_{ex} \cdot F_{ex}^2}; \quad (16) \quad \bar{\rho} \cdot \bar{v}^2 = \frac{G_p^2}{\bar{\rho} \cdot \bar{F}^2}; \quad (17) \quad \rho_{вых} \cdot v_{вых}^2 = \frac{G_p^2}{\rho_{вых} \cdot F_{вых}^2}. \quad (18)$$

Из уравнения Менделеева-Клапейрона в зависимости (16) – (18) подставляем вместо ρ величину $p/(Rt)$, тогда

$$\rho_{ex} \cdot v_{ex}^2 = \frac{G_p^2 R t_{ex}}{p_{ex} \cdot F_{ex}^2}; \quad (19) \quad \bar{\rho} \cdot \bar{v}^2 = \frac{G_p^2 R \bar{t}}{\bar{p} \cdot \bar{F}^2}; \quad (20) \quad \rho_{вых} \cdot v_{вых}^2 = \frac{G_p^2 R t_{вых}}{p_{вых} \cdot F_{вых}^2}. \quad (21)$$

В результате получим

$$gD \left(\frac{p_{ex}}{R t_{ex}} - \frac{\bar{p}}{R \bar{t}} \right) = \xi_{ex} \frac{G_p^2 R t_{ex}}{2 p_{ex} \cdot F_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кин}) \frac{G_p^2 R \bar{t}}{2 \bar{p} \cdot \bar{F}^2} + \xi_{вых} \frac{G_p^2 R t_{вых}}{2 p_{вых} \cdot F_{вых}^2} + \xi_{вихр} \sigma_3 (2D_o + 2\delta + \sigma_3) \frac{\bar{p}}{R \bar{t}}. \quad (22)$$

После преобразований и решения зависимости (15) относительно G_p , а также ее деления на плотность ρ_{ex} , имеем следующее выражение

$$\frac{t_{ex}^2}{\rho_{ex}^2} \left[2gD \left(\frac{p_{ex}}{t_{ex}} - \frac{\bar{p}}{\bar{t}} \right) \right] - \xi_{вихр} \sigma_3 (2D_o + 2\delta + \sigma_3) \frac{\bar{p}}{\bar{t}} = = G_p \left[\xi_{ex} \frac{t_{ex}}{p_{ex} \cdot F_{ex}^2} + (\xi_{mp} + \xi_{кин}) \frac{\bar{t}}{\bar{p} \cdot \bar{F}^2} + \xi_{вых} \frac{t_{вых}}{p_{вых} \cdot F_{вых}^2} \right]. \quad (23)$$

И окончательно получаем выражения для определения объемного расхода воздуха, омывающего фрикционные пары при вынужденном охлаждении для ленточно-колодочного тормоза:

$$G_V = \frac{\frac{T_{\text{вх}}^2}{\rho_{\text{вх}}^2} \left[2gD \left(\frac{p_{\text{вх}}}{T_{\text{вх}}} - \frac{\bar{p}}{\bar{T}} \right) \right] - \xi_{\text{вихр}} \sigma_3 (2D_{\bar{\sigma}} + 2\delta + \sigma_3) \frac{\bar{p}}{\bar{T}}}{\xi_{\text{вх}} \frac{T_{\text{вх}}}{\rho_{\text{вх}} \cdot F_{\text{вх}}^2} + (\xi_{\text{тр}} + \xi_{\text{кин}}) \frac{\bar{T}}{\bar{p} \cdot \bar{F}^2} + \xi_{\text{вых}} \frac{T_{\text{вых}}}{\rho_{\text{вых}} \cdot F_{\text{вых}}^2}}. \quad (24)$$

Анализ (24) показывает, что объемный расход охлаждающего воздуха зависит от его термодинамических параметров ($t_{\text{вх}}, p_{\text{вх}}, \bar{p}, \bar{T}, t_{\text{вых}}, p_{\text{вых}}$) и геометрических параметров ($D_{\bar{\sigma}}, d_1, d_2, \delta, \sigma_3, F_{\text{вх}}, F, F_{\text{вых}}$) элементов ленточно-колодочного тормоза, которые вызывают потери механической энергии движущегося потока воздуха. В дальнейшем уравнения (24) используем для расчетного определения количества воздуха, омывающего фрикционные пары тормозов, при оценке интенсивности вынужденного охлаждения

Теплонагруженность элементов фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок.

Теплонагруженность рабочих деталей тормозов с учетом интенсивности вынужденного охлаждения важно знать при создании устройств и систем для принудительного охлаждения с целью выбора его типа. Прежде чем показать, как изменяется теплонагруженность пар трения ленточно-колодочного тормоза, определим интенсивность их теплообмена.

Значения суммарного коэффициента потерь механической энергии на трение и ускорение потока движущегося воздуха рассчитываем по зависимостям (10), (12) и (14). Анализ полученных коэффициентов потерь механической энергии на трение и ускорение потока воздуха, омывающего поперечно и продольно элементы ленточно-колодочного тормоза показывает, что с увеличением температуры его деталей незначительно возрастает суммарный коэффициент потерь механической энергии на трение и ускорение потока движущегося воздуха.

Значения коэффициентов потерь механической энергии движущегося потока воздуха на входе в зазоры между рабочей поверхностью бандажа, боковыми поверхностями фрикционных накладок и внутренней поверхностью ленты (при торможении), рабочими и нерабочими поверхностями фрикционных накладок и внутренней поверхностью ленты, а также на выходе из указанных зазоров приведены в [4; 5].

Значение минимального радиуса вихря воздуха, омывающего фрикционные пары ленточно-колодочного тормоза, равное 0,226 м. Методика расчета минимального радиуса вихря воздуха, омывающего фрикционные пары тормоза, универсальна и применима также для барабанно- и дисково-колодочных тормозов. Подставив в зависимость (12) значение минимального радиуса вихря, находим потери механической энергии на вихреобразование для ленточно-колодочного тормоза.

Результаты расчетов по зависимости (24) представлены на рис. 4 выражающих изменение секундного расхода воздуха, продольно и поперечно омывающего элементы ленточного тормоза буровой лебедки в зависимости от степени их нагретости.

Анализ зависимостей, приведенных на рис. 4, а и 4, б, показывает, что количество воздуха, поперечно омывающего рабочие элементы ленточного тормоза в интервале температур от 100 до 1000 °С в среднем в 568 раз меньше, чем поступающего в зазоры между внутренней поверхностью ленты и нерабочей

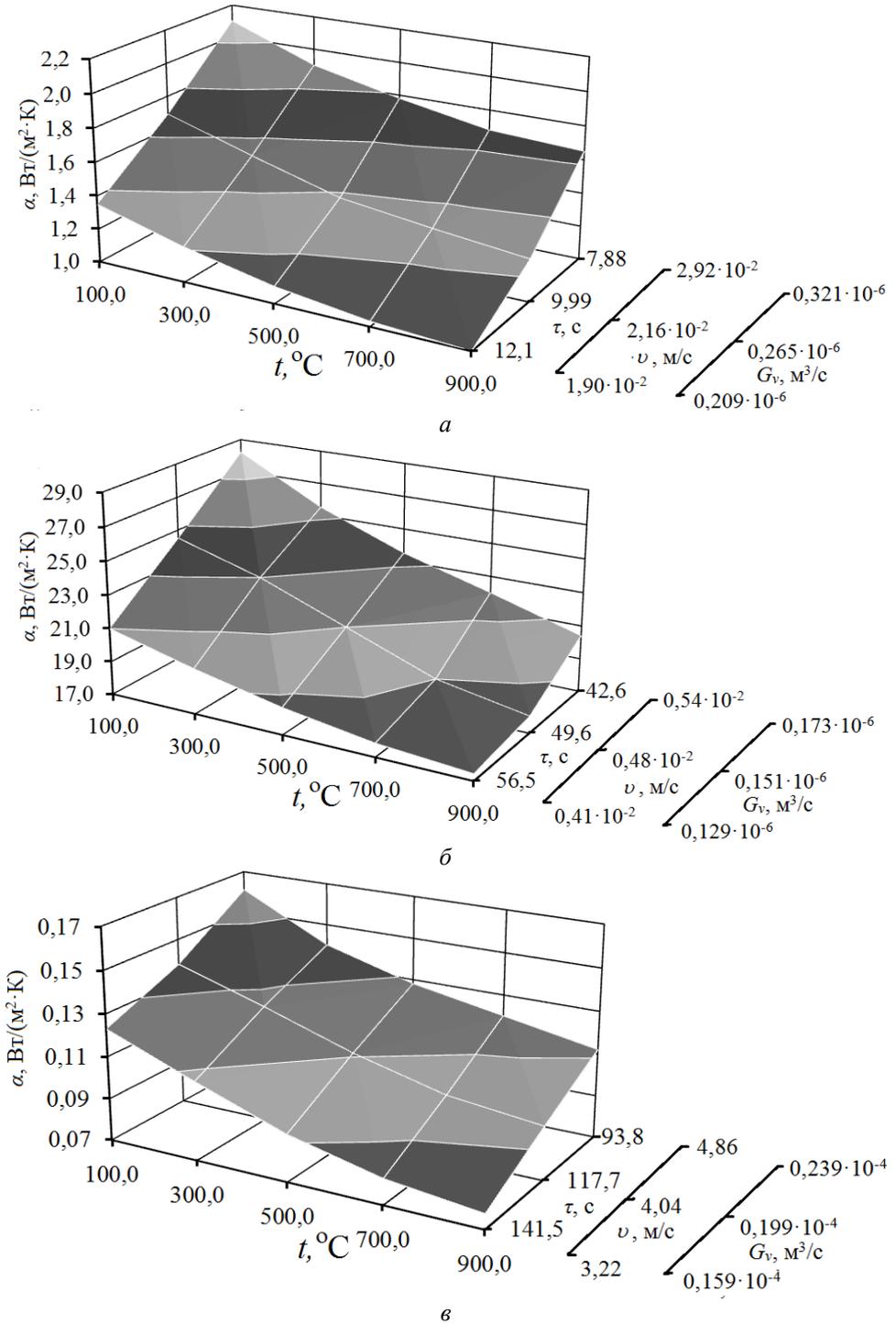


Рис. 4. Закономерности изменения коэффициента теплоотдачи (α) от нагретых элементов ленточно-колодочного тормоза при омывании воздухом по схеме: поперечной (а) в процессе торможения; поперечной (б) и продольной (в) в случае разомкнутого состояния тормоза; при различных температурах (t) рабочих поверхностей фрикционных элементов ленточно-колодочного тормоза и от время смены (τ), скорости (V) и расхода (G_v) воздуха омывающего рабочие поверхности тормоза

поверхностью фрикционных накладок и их боковыми поверхностями. Скорость воздуха при поперечной смене в диапазоне указанных выше температур фрикционных пар тормоза в процессе торможения в 5,1 раза выше, чем при разомкнутом тормозе. Время смены воздуха при разомкнутом тормозе происходит в 4,96 раза медленней, чем в ленточном тормозе при торможении.

При сравнении коэффициентов теплоотдачи, представленных в виде графиков на рис. 4, а и 4, б от нагретых элементов ленточно-колодочного тормоза при поперечной смене омывающего воздуха видим, что при разомкнутом тормозе их значения в 14,95 раза выше, чем при работающем.

Если сравнить расход, скорость и время смены воздуха при поперечной и продольной схемах омывания воздухом элементов разомкнутого тормоза (см. рис. 4, б и 4, в), то видим, что расход воздуха при поперечной схеме в 7,6 раза выше, чем при продольной. Это обстоятельство обуславливает то, что скорость воздуха и время его смены соответственно в 852 и в 2,37 раза выше в продольной, чем в поперечной схеме омывания элементов ленточного тормоза.

Ниже приведены значения коэффициентов теплоотдачи конвекцией от незакрываемой части бандажа лентой в процессе торможения в зависимости от угловой скорости скольжения фрикционных пар: при угловой скорости вращения бандажа, равной 3, 6, 9, 12 и 15 с⁻¹, значения коэффициентов теплоотдачи конвекцией соответственно равны 3,64; 1,81; 1,21; 0,905 и 0,725 Вт/м²·К. Как видим, с увеличением угловой скорости скольжения фрикционных пар ленточно-колодочного тормоза наблюдается снижение коэффициента теплоотдачи конвекцией от бандажа вследствие уменьшения времени взаимодействия его рабочей поверхности с омывающим воздухом.

Рассчитываем суммарные коэффициенты теплоотдачи от нагретых элементов ленточного тормоза за цикл процесса торможения (63 свечи) при спуске ее в скважину и до начала торможения (64 свечи).

I. При торможении. Исходные данные: температура фрикционных пар ленточно-колодочного тормоза до начала торможения $t_1 = 575$ °С, в конце торможения $t_2 = 590$ °С, время торможения $\tau_m = 2,1$ с, угловая скорость скольжения пар трения $\omega = 8,95$ с⁻¹.

По графической зависимости (см. рис. 4 а) при $t = (575+590) / 2 = 582,5$ °С расход воздуха $G_V = 0,267 \cdot 10^{-6}$ м³/с, его скорость и время смены равны соответственно $v = 2,34 \cdot 10^{-2}$ м/с, $\tau = 9,8$ с и коэффициент теплоотдачи конвекцией от нагретых элементов ленточного тормоза $\alpha_1 = 1,345$ Вт/(м²·К).

От незакрытой части бандажа тормозной лентой коэффициент теплоотдачи конвекцией омывающему ее воздуху равен $\alpha_2 = 1,205$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием фрикционных пар тормоза при $t = 582,5$ °С по графической зависимости равен $\alpha_3 = 48,6$ Вт/(м²·К).

Суммарный коэффициент теплоотдачи составляет

$$\sum \alpha = 1,345 + 1,205 + 48,6 = 51,15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

II. Тормоз разомкнут. Вариант А. Поперечное омывание воздухом нагретых элементов ленточного тормоза. Исходные данные: температура боковой поверхности фрикционных накладок $t_n = 440$ °С, температура внутренней поверхности ленты $t_l = 75$ °С, время вынужденного охлаждения $\tau_o = 2,0$ мин.

По графической зависимости (см. рис. 4 б) при $t_{\phi} = 440$ °С расход воздуха $G_V = 0,1461 \cdot 10^{-3}$ м³/с, скорость и время смены воздуха $v = 0,523 \cdot 10^{-2}$ м/с, $\tau = 42,28$ с и коэффициент теплоотдачи конвекцией равен $\alpha_1 = 26,0$ Вт/(м²·К).

Коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием при $t_{\phi}=440^{\circ}\text{C}$ составляет $\alpha_{\text{л}} = 42,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Суммарный коэффициент теплоотдачи получаем

$$\sum \alpha = 26,0 + 42,6 = 68,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Вариант Б. Продольное омывание воздухом поверхностей трения ленточного тормоза. Исходные данные: температура рабочей поверхности бандажа $t_{\delta} = 390^{\circ}\text{C}$, температура рабочей поверхности фрикционных накладок $t_{\text{н}}=590^{\circ}\text{C}$, время естественного охлаждения $\tau_0 = 2,0$ мин.

При $t = (390 + 590) / 2 = 490^{\circ}\text{C}$ получаем по графической зависимости (см. рис. 4 в): $G_v = 0,201 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$, $v = 4,05 \cdot 10^{-2} \text{ м}/\text{с}$, $\tau = 111,86 \text{ с}$, $\alpha_1 = 0,1125 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. В этом случае $\alpha_{\text{л}} = 39,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Итак, суммарный коэффициент теплоотдачи составляет $\sum \alpha = 39,112 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

По разработанной методике определены коэффициенты теплоотдачи от теплонагруженных рабочих элементов тормоза в диапазоне температур от 100 до 1000 $^{\circ}\text{C}$, изменяющиеся при продольной (0,077 ... 0,161) $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ и поперечной (17,4... 28,2) $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ смене омывания их воздухом в случае его разомкнутого состояния, а также включенном тормозе при поперечной смене - от 0,95 до 2,1 $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$. При теплоотдаче лучеиспусканием ем поверхностей тормоза в диапазоне температур от 100 до 1000 $^{\circ}\text{C}$ коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием изменяется от 5,0 до 138,5 $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Таким образом, из анализа значений коэффициентов теплоотдачи следует, что при включенном и выключенном тормозе большая часть теплоты отводится лучеиспусканием, а меньшая – конвекцией.

Перейдем к рассмотрению продольно-поперечного омывания воздушными потоками внутренних поверхностей обода составного тормозного шкива при следующих исходных данных: температуры воздуха на входе и выходе из обода тормозного шкива: $t_2 = 25^{\circ}\text{C}$; $t_3 = 38^{\circ}\text{C}$; температура рабочей поверхности обода тормозного шкива – $t_1 = 350,0^{\circ}\text{C}$; вес обода шкива – 430,5 кг; объем цилиндрических камер – 0,0053 м^3 ; площадь теплообмена поверхностей камер – 1,77 м^2 ; угловая скорость вращения шкива – 10,0 с^{-1} ; время вынужденного охлаждения – 5,0 мин; объемная температура обода шкива – 150,0 $^{\circ}\text{C}$.

Для определения количество воздуха, омывающего внутренние поверхности кольцевых камер необходимо решить обратную задачу. Количество теплоты, отдаваемое ободом шкива в омывающий воздух рассчитывается за формулой

$$q = \alpha_k \cdot A \cdot \Delta t_{\text{ш}}, \quad (25)$$

где A – площадь поверхности теплообмена, м^2 ; $\Delta t_{\text{ш}}$ – снижение температур поверхности шкива в области кольцевых камер.

С другой стороны, количество теплоты, забираемое охлаждающим воздухом равно

$$q = c_v \cdot G_v \cdot \Delta t_{\text{в}}, \quad (26)$$

где c_v – объемная теплоемкость воздуха, $\text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot ^{\circ}\text{C})$; G_v – объемный расход воздуха, омывающий внутренние поверхности составного шкива, $\text{м}^3/\text{с}$; $\Delta t_{\text{в}}$ – повышение температур омывающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$.

Приравняв зависимости (25) и (26), определяем количество воздуха за зависимостью вида

$$G_v = \frac{\alpha_k \cdot A \cdot \Delta t_{ш}}{c_v \cdot \Delta t_6}. \quad (27)$$

Таким образом, зная площадь теплоотдачи, изменение температур омывающего воздуха и обода шкива представляется возможным вычислить расход воздуха необходимого для охлаждения обода шкива ленточно-колодочного тормоза с системой вынужденного воздушного охлаждения.

Выводы. Таким образом, произведена оценка энергетического баланса потока воздуха и оценена эффективность вынужденного охлаждения элементов фрикционных узлов ленточно-колодочного тормоза буровых лебедок при различных схемах их воздушного омывания.

Список литературы

1. Снижение энергонагруженности фрикционных узлов ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок / М. В. Киндрачук, Д. А. Вольченко, В. М. Чуфус [и др.] // Проблемы тертя та зношування: наук. техн. зб. – К.: НАУ, 2016. – Вип. 3(72). – С.13-24.
2. Энергонагруженность фрикционных узлов тормозных устройств при различных режимах испытаний / А. Х. Джанахмедов, А. И. Вольченко, О. Б. Стадник [и др.] // Вестник Азербайджанской инженерной академии. Выпуск 7(4), 2016. – С. 18-25.
3. Ленточно-колодочные тормозные устройства / А. А. Петрик, Д. А. Вольченко, Н. А. Вольченко [и др.] // Краснодар, Том 1, 2009. – 276 с.
4. Ленточно-колодочные тормозные устройства / Н. А. Вольченко, Д. А. Вольченко, С. И. Криштопа [и др.] // Ивано-Франковск – Краснодар, Том 2, 2013. – 441 с.

Стаття надійшла до редакції 01.12.2016

*Д. О. ВОЛЬЧЕНКО, М. О. ВОЛЬЧЕНКО, М. В. КИНДРАЧУК, А. В. ВОЗНИЙ,
В. М. ЧУФУС*

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ВИМУШЕНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ ВУЗЛІВ СТРІЧКОВО-КОЛОДКОВОГО ГАЛЬМА БУРОВОЇ ЛЕБІДКИ

У матеріалах статті розглянуті різні схеми омивання повітрям фрикційних вузлів стрічково-колодкових гальм і виконана оцінка їх ефективності. Обґрунтовано необхідність застосування комбінованої поздовжньо-поперечної зміни повітря в складеному гальмівному шківі, як найбільш ефективної.

Ключові слова: стрічково-колодкове гальмо, фрикційний вузол, гальмівна стрічка, фрикційна накладка, складений гальмівний шків, схеми циркуляції повітря: поздовжня і поперечна; поздовжньо-поперечна; інтенсивність теплообміну.

D. A. VOLCHENKO, N. A. VOLCHENKO, M. V. KINDRACHUK, A. V. VOZNYI, V. M. CHUFUS

INTENSIFICATION OF THE FORCED COOLING OF THE FRICTION PAIRS OF THE BAND-BLOCK BRAKES OF DRAW-WORKS

The friction pairs of the band-block brake are washed by longitudinal and transverse air flows during forced cooling at electric thermal mechanical friction. Air flow affects at the longitudinal circulation of the air in the gap between friction pairs, that are able to change direction and speed of the air flow that doesn't intensify the exchange of air and, consequently, doesn't increase efficiency of forced cooling of friction pairs of band-block brake. Based on the above, we've offered a longitudinal-transverse scheme of forced air cooling of the rim of brake pulley to reduce its energy loading.

In the article we've considered various schemes of the air flowing of the friction pairs of band-block brake washer assemblies air band-shoe brakes and we've made assessment of their effectiveness. We've substantiated the necessity of the application of the combined longitudinal-transverse air change in the composite brake pulley, as the most effective.

We've consider the following questions: forced air washing of the surfaces of the nodes of the friction units of the band-block brakes: outdoor; internal; energy balance of air flows which are cooling the outer surfaces of the brake parts; the thermal-loading of the elements of the friction units of the band-block brakes of draw-works.

Keywords: band-block brakes, friction unit, brake band, friction pad, composite brake pulley, air circulation scheme: longitudinal and transverse; longitudinal-transverse; the intensity of the heat exchange.

Вольченко Дмитрий Александрович – доктор техн. наук, профессор кафедры разработки и эксплуатации нефтегазовых месторождений, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 41, E-mail: vol21@ukr.net.

Вольченко Николай Александрович – канд. техн. наук, доцент кафедры материаловедения и автосервиса, Кубанский государственный технологический университет, ул. Красная, 135, ауд. К-51, г. Краснодар, Россия, 350004, тел.: +7861 255 99 26, E-mail: volchenko.nik@yandex.ru

Киндрачук Мирослав Васильевич – доктор техн. наук, профессор, зав. кафедры машиноведения, Аэрокосмический институт, Национальный авиационный университет, пр. Космонавта Комарова, 1, г. Киев, Украина, 03058, тел.: +38 04440 6 74 10, E-mail: nau12@ukr.net.

Возный Андрей Владимирович – канд. техн. наук, старший научный сотрудник Научно-исследовательского института нефтегазовой энергетики и экологии, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 03422 4 51 14, факс: +38 03422 4 00 89, E-mail: anarki1@i.ua.

Чуфус Василий Михайлович – аспирант кафедры механики машин, Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, ул. Карпатская, 15, г. Ивано-Франковск, Украина, 76019, тел.: +38 0342 72 71 47, E-mail: mechmach@nung.edu.ua.